UKF-PID 模式下动力定位海洋平台-立管系统的动力学分析

张大朋[1,2],白勇[1],朱克强[3]

(1. 浙江大学建工学院,310058 杭州;2. 广东海洋大学海洋工程学院, 524005 湛江;
3. 宁波大学海运学院,315211 宁波)

摘　要:在强外界载荷下,在海洋平台-立管多体系统中的海洋平台和立管间的相互耦合作用会加强。从而导致整个系统的非线性增强。考虑到动力定位海洋平台-立管多体系统的强非线性,结合真实的海上施工工程背景和凝集质量法,基于 Python 镶嵌编程和 OrcaFlexAPI 模块的组成以及运用规则,对 OrcaFlex 进行了局部的二次开发,建立了一种基于无迹卡尔曼滤波的 UKF-PID 控制的动力定位平台-立管多体耦合系统。最终建立了无迹卡尔曼滤波模式下 PID 控制的动力定位海洋平台-立管刚柔多体模型,并对该模型在特定海洋环境下进行了动态仿真。计算结果对于具体工程实践有着一定的指导意义。

关键词:动力学响应;海洋平台-立管;Python;无迹卡尔曼滤波; OrcaFlex;凝集质量法

中图分类号:TV131.2　　　**文献标志码:**A

Dynamic response of DP offshore platform-riser multi-body system based on UKF-PID control

ZHANG Dapeng[1,2], BAI Yong[1], ZHU Keqiang[3]

(1. College of Civil Engineering and Architecture, Zhejiang University, 310058 Hangzhou, China;
2. School of Ocean Engineering, Guangdong Ocean University, 524005 Zhanjiang, China;
3. Faculty of Maritime and Transportation, Ningbo University, 315211 Ningbo, China)

Abstract: Under strong external loads, the intercoupling effect between the offshore platform and the riser in the offshore platform-riser multi-body system will be significantly enhanced. This leads to the non-linearity enhancement of the whole system. With the consideration of the strong non-linearity of the dynamic positioning (DP) offshore platform-riser multi-body system, combined with the actual offshore construction engineering background and the lumped mass method, based on Python Language embedded programming, with the basis of the operation principle of OrcaFlex API and the composition of its modules, the partial secondary development of OrcaFlex is carried out, and a UKF-PID control method based on Unscented Kalman filter is proposed to realize the control of the dynamic positioning offshore platform-riser multi-body coupling system. Finally, the model of PID-controlled dynamic positioning offshore platform-

收稿日期:2020-11-01　　　**修回日期:**2021-11-07
基金项目:国家自然科学基金(No. 11272160);广东海洋大学科研启动经费资助项目(No. 060302072101)
通信作者:白勇,教授。E-mail: baiyong@ zju. edu. cn
引用格式:张大朋,白勇,朱克强. UKF-PID 模式下动力定位海洋平台-立管系统的动力学分析[J]. 应用力学学报,2022,39(2):312-323.
ZHANG Dapeng, BAI Yong, ZHU Keqiang. Dynamic response of DP offshore platform-riser multi-body system based on UKF-PID control[J]. Chinese journal of applied mechanics, 2022, 39(2):312-323.

riser rigid-flexible multi-body system under unscented Kalman filter mode is established and the dynamic simulation is carried out under specific marine environment. The calculations obtained have certain guiding significance for specific engineering practice.

Key words: dynamic response; offshore platform-riser; Python; unscented Kalman filter; OrcaFlex; lumped mass method

现代海洋工程在具体工程实践中所面对的技术问题越来越复杂[1-3]。作为一种常见的采油系统,动力定位海洋平台-立管系统的总体动力学特性是一个值得研究的课题[4-5]。

相对于当前的动力定位系统来说,传统的卡尔曼滤波以及扩展卡尔曼滤波在海洋平台动力定位系统中的应用非常广泛[6-7]。传统的卡尔曼滤波(Kalman filter,KF)、扩展卡尔曼滤波(extanded Kalman fliter,EKF)都是将问题转化为线性高斯模型,从而方便对问题进行求解运算。但对于非线性问题,无论是 KF 还是 EKF,都存在计算量较大、易受到线性误差影响的问题,而线性误差的引入会降低模型的精度。因此,引入无迹卡尔曼滤波(UKF),它不同于 EKF,由于没有将高阶项忽略,故而这种方法对统计矩的近似精度较高。UKF 的效果理论上可以达到二阶 EKF(EKF 将非线性模型在状态估计值附近做泰勒级数展开,并在一阶截断)才能达到的效果[8-9]。

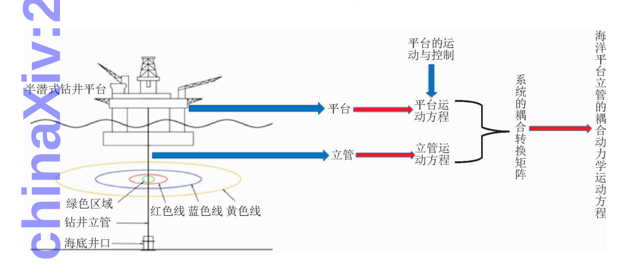


图 1　动力定位海洋平台-立管系统

Fig. 1　Dynamic positioning offshore platform-riser system

在外界载荷变化较为剧烈时,对于海洋平台-立管这种刚柔多体系统来说,很容易出现非线性结果线性化的现象。为克服这一缺点,将基于经典的 PID 控制方法[10],结合无迹卡尔曼滤波的优点,以 Python 作为镶嵌语言,基于 OrcaFlex 设计一种 UKF-PID 动力定位海洋平台-立管多体耦合系统,并对其进行总体分析。

1　海洋平台运动的控制

1.1　海洋平台运动的空间模型与无迹卡尔曼滤波

对于动力学问题而言,常见的问题是线性问题和非线性问题。线性系统和非线性系统最明显的区别方法就是线性系统遵从叠加原理,而非线性系统不然。一般来说,振动的系统总是非线性的。其中,非线性又包括弱非线性和强非线性。强、弱非线性要根据具体的研究对象和研究目的来区分。关于强弱非线性的定义,可用如下微分方程控制的非线性振动方程来进行区别[11]。

$$\frac{\mathrm{d}^2 x}{\mathrm{d}t^2} + \omega_0^2 x = \varepsilon f(vt, x, x') \tag{1}$$

当式(1)中的参数 ε 是较大的数时,该方程就是一个强非线性方程。而海洋平台-立管刚柔多体系统以及该系统所处的海洋环境,决定了该系统在运行时会出现强非线性现象。

描述动力定位海洋平台的相关运动需要定义两个坐标系。一个是地球惯性坐标系,也称总体坐标系,主要用来描述海洋平台的位置和艏向向量 $\boldsymbol{\eta} = [x, y, \psi]^{\mathrm{T}}$;另一个是固定在海洋平台上和海洋平台一起运动的海洋平台局部坐标系,其坐标原点常设置在海洋平台重心,用来描述海洋平台的速度向量 $\boldsymbol{v} = [u, v, r]^{\mathrm{T}}$[12]。

动力定位海洋平台低频运动模型可表示为

$$\dot{\boldsymbol{\eta}} = \boldsymbol{R}(\psi)\boldsymbol{v} \tag{2}$$

$$\boldsymbol{M}\dot{\boldsymbol{v}} = -\boldsymbol{D}\boldsymbol{v} + \boldsymbol{u} + \boldsymbol{R}^{\mathrm{T}}(\psi)\boldsymbol{b} + \boldsymbol{w}_1 \tag{3}$$

$$\dot{\boldsymbol{b}} = -\boldsymbol{T}_b^{-1}\boldsymbol{b} + \boldsymbol{w}_2 \tag{4}$$

式中:$\boldsymbol{M}$ 为包含附加质量的海洋平台惯性力矩阵;$\boldsymbol{D}$ 为海洋平台的线性阻尼矩阵;$\boldsymbol{u}$ 为平台受到的控制力矩阵;$\boldsymbol{b}$ 为描述低频环境干扰和未建模动态的偏差项;$\boldsymbol{w}_1$、$\boldsymbol{w}_2$ 为零均值白噪声随机过程。$\boldsymbol{R}(\psi)$ 为海洋平台的旋转矩阵,且

$$\boldsymbol{R}(\psi) = \begin{bmatrix} \cos\psi & -\sin\psi & 0 \\ \sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{5}$$

引入海洋平台平行坐标系,其坐标原点与地球坐标系的原点重合,坐标系各坐标轴与海洋平台局部坐标系平行。用 $\boldsymbol{\eta}_{\mathrm{p}}$ 表示平行坐标系下海洋平台运动向量,其与地球坐标系下运动量的转换关系为 $\boldsymbol{\eta}_{\mathrm{p}} = \boldsymbol{R}^{\mathrm{T}}(\psi)\boldsymbol{\eta}$,从而 $\dot{\boldsymbol{\eta}}_{\mathrm{p}} = \boldsymbol{v}$,进而得到平行坐标系下海洋平台的线性低频运动状态空间模型,即

$$\begin{cases}\dot{\boldsymbol{x}}_L = \boldsymbol{A}_L \boldsymbol{x}_L + \boldsymbol{B}_L \boldsymbol{u} + \boldsymbol{E}_L \boldsymbol{w}_L \\ \boldsymbol{y}_L = \boldsymbol{H}_L \boldsymbol{x}_L + \boldsymbol{n}_L\end{cases} \tag{6}$$

式中：$\boldsymbol{x}_L = [\boldsymbol{\eta}_p^T, \boldsymbol{v}^T]^T$ 为状态变量；$\boldsymbol{y}_L$ 为被控输出变量；$\boldsymbol{w}_L$ 为包含偏差项 $\boldsymbol{b}$ 在内的扰动向量；$\boldsymbol{n}_L$ 为测量高斯白噪声。式中各矩阵定义如下。

$$\boldsymbol{A}_L = \begin{bmatrix}\boldsymbol{0}_{3\times3} & \boldsymbol{I}_{3\times3} \\ \boldsymbol{0}_{3\times3} & -\boldsymbol{M}^{-1}\boldsymbol{D}\end{bmatrix}, \boldsymbol{B}_L = \begin{bmatrix}\boldsymbol{0}_{3\times3} \\ \boldsymbol{M}^{-1}\end{bmatrix},$$

$$\boldsymbol{E}_L = \begin{bmatrix}\boldsymbol{0}_{3\times1} \\ \boldsymbol{M}^{-1}\end{bmatrix}, \boldsymbol{C}_L = [\boldsymbol{I}_{3\times3} \quad \boldsymbol{0}_{3\times3}] \tag{7}$$

动力定位海洋平台高频运动状态的空间模型可表示为

$$\dot{\boldsymbol{\xi}} = \boldsymbol{A}_\omega \boldsymbol{\xi} + \boldsymbol{E}_\omega \boldsymbol{w}_3 \tag{8}$$

$$\boldsymbol{\eta}_\omega = \boldsymbol{C}_\omega \boldsymbol{\xi} \tag{9}$$

式中：$\boldsymbol{\xi} = [\xi_x, \xi_y, \xi_z, x_w, y_w, \psi_w]^T$ 表示波浪运动的向量；$\boldsymbol{w}_3$ 为零均值白噪声过程；$\boldsymbol{\eta}_\omega = [x_w, y_w, \psi_w]^T$ 为波浪的高频运动向量。各矩阵定义如下。

$$\boldsymbol{A}_\omega = \begin{bmatrix}\boldsymbol{0}_{3\times3} & \boldsymbol{I}_{3\times3} \\ -\boldsymbol{\Omega}_{3\times3} & -\boldsymbol{\Lambda}_{3\times3}\end{bmatrix}, \boldsymbol{E}_\omega = \begin{bmatrix}\boldsymbol{0}_{3\times1} \\ \boldsymbol{I}_{3\times1}\end{bmatrix},$$

$$\boldsymbol{C}_\omega = [\boldsymbol{0}_{3\times1} \quad \boldsymbol{I}_{3\times1}] \tag{10}$$

式中：$\boldsymbol{\Omega} = \mathrm{diag}\{\omega_{01}^2, \omega_{02}^2, \omega_{06}^2\}$；$\boldsymbol{\Lambda} = \mathrm{diag}\{2\zeta_1\omega_{01}, 2\zeta_2\omega_{02}, 2\zeta_6\omega_{06}\}$，这里 ω_{0i} 为波浪峰值频率，ζ_i 为相对阻尼系数，一般取值为0.05～0.2[13]。

综合考虑海洋平台的低频运动模型式(2)～式(4)以及高频运动模型式(8)～式(9)，得到动力定位海洋平台的状态估计与滤波模型，即

$$\begin{cases}\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{B}\boldsymbol{u} + \boldsymbol{E}\boldsymbol{w} \\ \boldsymbol{y} = \boldsymbol{H}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{n}\end{cases} \tag{11}$$

式中：$\boldsymbol{x} = [\boldsymbol{\xi}^T, \boldsymbol{\eta}^T, \boldsymbol{b}^T, \boldsymbol{v}^T]^T$ 为系统的状态向量；$\boldsymbol{w} = [\boldsymbol{w}_1^{\ T}, \boldsymbol{w}_2^{\ T}, \boldsymbol{w}_3^{\ T}]^T$ 为系统的过程噪声向量；$\boldsymbol{y} = \boldsymbol{\eta} + \boldsymbol{\eta}_\omega + \boldsymbol{n}$ 为包含海洋平台的高频和低频运动的测量模型，这里 $\boldsymbol{n}$ 为系统的测量噪声；式中各矩阵定义详见文献[14]。

基于动力定位船舶状态估计与滤波模型式(11)，将其改写成时间离散形式，即

$$\begin{cases}\boldsymbol{x}_{k+1} = \boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{x}_k + \Delta\boldsymbol{u}_k + \boldsymbol{\Gamma}\boldsymbol{w}_k \\ \qquad = \boldsymbol{f}(\boldsymbol{x}_k, \boldsymbol{u}_k) + \boldsymbol{\Gamma}\boldsymbol{w}_k \\ \boldsymbol{y}_k = \boldsymbol{H}\boldsymbol{x}_k + \boldsymbol{n}_k = \boldsymbol{h}(\boldsymbol{x}_k) + \boldsymbol{n}_k\end{cases} \tag{12}$$

式中：$\boldsymbol{\Phi} = \exp(\boldsymbol{A}\cdot\Delta t)$，$\Delta = \boldsymbol{A}^{-1}(\boldsymbol{\Phi} - \boldsymbol{I})\boldsymbol{B}$，$\boldsymbol{\Gamma} = \boldsymbol{A}^{-1}\cdot(\boldsymbol{\Phi} - \boldsymbol{I})\boldsymbol{E}$，这里 Δt 为采样时间；$\boldsymbol{x}_k$ 为系统在 k 时刻的状态向量；$\boldsymbol{y}_k$ 为 k 时刻系统状态测量值。系统噪声 $\boldsymbol{w}_k$ 为零均值高斯白噪声，其方差为 $\boldsymbol{Q}_k$，量测噪声 $\boldsymbol{n}_k$ 是与系统噪声相互独立的高斯白噪声，其方差为 $\boldsymbol{R}_k$。

无迹卡尔曼滤波的核心在于UT变换(unscented transform，UT)，也称UT变换。具体过程为，首先通过UT变换进行非线性模型的状态与误差协方差的递推与更新，然后再采用标准Kalman滤波的方法进行滤波设计。对于式(11)所表达的动力定位非线性离散系统，应用无迹卡尔曼滤波进行状态估计和滤波的过程如下。

1)定义状态和协方差初值。

$$\hat{x}_0 = E(x_0), P_0 = E[(x_0 - \hat{x}_0)(x_0 - \hat{x}_0)^T] \tag{13}$$

2)计算 k 时刻sigma点并选取合适的权值。

$$\boldsymbol{\chi}_{k-1} = [\hat{x}_{k-1}, \hat{x}_{k-1} + \sqrt{n+\lambda}\sqrt{\boldsymbol{P}_{k-1}}, \hat{x}_{k-1} - \sqrt{n+\lambda}\sqrt{\boldsymbol{P}_{k-1}}] \tag{14}$$

$$\begin{cases}W_0^m = \lambda/(n+\lambda) \\ W_0^c = \lambda/(n+\lambda) + (1 - \alpha^2 + \beta) \\ W_i^m = W_i^c = \lambda/[2(n+\lambda)], i = 1,2,\cdots,2n\end{cases} \tag{15}$$

式中：W_i^m、$W_i^c(i = 0,1,\cdots,2n)$ 分别表示sigma点均值和方差的权值；n 为系统的维数；$\lambda = [\alpha^2(n+\kappa) - n]$ 为比例因子，α 决定了sigma点在均值点周围的分布状态，常在 10^{-4}～1之间取值，κ 通常取为0；β 决定了先验状态估计值的分布状态，对于高斯分布，取 $\beta = 2$ 为最优。

3)时间更新：通过状态和测量方程(12)对sigma点进行无迹变换，得到先验的状态和测量输出的预测值，及其协方差的预测值。

4)测量更新：计算UKF增益矩阵 $\boldsymbol{K}_k$ ($\boldsymbol{K}_k = \boldsymbol{P}_k^{xy}\cdot(\boldsymbol{P}_k^{yy})^{-1}$)、状态估计值 $\hat{\boldsymbol{x}}_k$ 及状态误差协方差矩阵 $\boldsymbol{P}_k$。

通过以上几个步骤，在每个采样时刻不断重复进行，且将每个时刻的UKF状态估计滤波值作为预测未来海洋平台动态的初始条件。

1.2 Python镶嵌语言下OrcaFlexAPI中实现对海洋平台的UKF-PID控制

当Python与OrcaFlex在OrcaFlexAPI中进行结合时，对于每一个新的时间步，要在开始阶段就将info.NewTimeStep的参数属性设置为True。输入为上一时刻包含环境干扰、建模误差造成的海洋平台状态值；输出为滤波后得到的海洋平台状态值。再结合无迹卡尔曼滤波，在经典PID控制系统通过外部函数将DP Vessel的横荡、纵荡及船舶艏摇与目标值进行比较，经过控制方程的计算，得到DP Vessel所需的回复反力及反力矩，根据推力分配相关原则

进行推力分配。

2 动力定位海洋平台-立管刚柔多体系统的建立

2.1 立管的离散模型

关于系统中立管的离散模型与动态响应的计算方法,运用的是凝集质量法。OrcaFlex 也正是基于凝集质量法对管线建立模型的。关于凝集质量法的详细情况,可参考作者已经发表过的文献[15-18]。

2.2 动力定位海洋平台-立管多体模型的建立

整根立管的总长度为 531 m,在对立管进行单元划分时,如果立管的分段单元长度过长,就会使得立管的刚度过大;如果立管的分段单元长度过短,那么就会造成凝集质量节点过多,立管就会失去其自身特有的刚性,造成力学特性失真。

除去最上端的 11 m,剩余的 520 m 为立管主体。为便于下文的描述,最上端的 11 m 称为立管的滑移接头端,滑移接头与下面的立管主体的连接处称为立管的顶端,立管与海床的铰接处称为立管的底端。立管的分段情况如表 1 所示。立管的相关参数如表 2 所示。

表 1 立管的单元划分

Tab. 1 Unit division of riser

名称	长度区间/m	单元长度/m	单元数量
滑移接头	0 ~ 11	11	1
应力敏感区	11 ~ 51	2	20
其余部分	51 ~ 531	5	96

表 2 立管的相关参数

Tab. 2 Parameters of riser

名称		大小
外径/m		0.65
内径/m		0.6
弯曲刚度/(kN · m^2)	滑移接头	508 944
轴向刚度/(kN · m^{-1})	滑移接头	1
扭转刚度/(kN · m^2)	滑移接头	391 500
泊松比		0.3
密度	滑移接头	0.385 t/m
	立管主体	7.85 t/m^3
杨氏模量/MPa	立管主体	21 200

立管顶端张力必须能够保证立管主体不会发生屈曲。因此,在建模过程中,4 个 Link 单元被环向均布于立管滑移接头端,来对立管顶端张力进行补偿和缓冲,因此 4 个 Link 单元等效于 4 个张紧器,且每个张紧器的冲程均为 ± 4 m。Link 单元弹性刚度与其被拉伸后的长度线性相关,如表 3 所示。

表 3 Link 单元的参数

Tab. 3 Parameters of Link

阻尼/(kN · m^{-1} · s)	拉伸后的长度/m	弹性刚度/(kN · m^{-1})
5	0 ~ 4,12 ~ 16	50
5	4 ~ 12	25

海水密度为 1 025 kg/m^3,水深为 500 m, 海床类型为水平海床;海流流速为 0.5 m/s,流向为 270°,流向与浪向相同,选择 JONSWAP 波谱为波浪载荷计算波谱,波浪谱的具体参数如表 4 所示。

表 4 JONSWAP 波谱的相关参数

Tab. 4 Parameters of JONSWAP spectrum

谱峰因子 γ	相关系数 a	σ_1	σ_2	H_s/s	T_z/s
4.793 4	0.008 6	0.07	0.09	7	9

该平台有 8 个浮筒,排水量为 10 000 t,海洋平台定位坐标为整体坐标系(Target X = +30 m,Target Y = −20 m),转艏角为 90°,具体参数如表 5 所示。

表 5 海洋平台的相关参数

Tab. 5 Parameters of offshore platform

吃水/m	转动惯量/(t · m^2)		
24.38	I_x = 500 000	I_y = 7 000 000	I_z = 7 000 000

将海洋平台的位移 RAO 及二阶波浪传递函数 QTFs 经过 ANSYS/AQWA 计算后导入海洋平台-立管多体系统模型中来计及波浪载荷及二阶波浪漂移力对系统运动的影响[19]。模型建成后如图 2 所示。

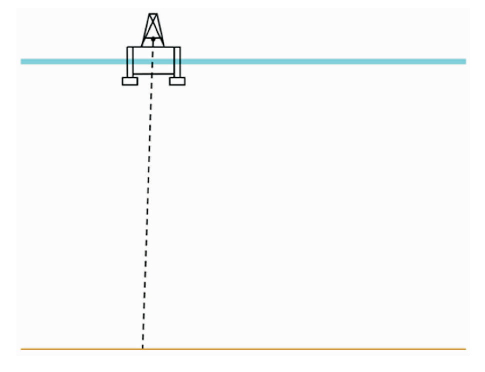


图 2 UKF-PID 动力定位海洋平台-立管系统模型示意图

Fig. 2 Model of UKF-PID dynamic positioning off shore platform-riser system

3　模拟结果

3.1　均匀管内流时的计算结果

3.1.1　不同管内流流速作用下立管的张力

图 3 为不同管内流作用下的立管张力响应图。观察图 3 发现，当管内流为均匀流时，在管内流流速不大时，随着管内流流速的增加，与单一 PID 控制下所得的计算结果相比，加入无迹卡尔曼滤波后并未改变立管张力大小、在时域上波动情况、立管张力大小沿立管长度分布的情况和立管张力变化的协调性和同步性。且可以发现，在两种控制模式下，当管内流流速较低时，随着管内流流速的增加，立管张力的增幅不明显的现象与文献[20]中得出的“当管内流流速较低时，管内流流速的变化对立管的张力变化影响较小”的结论一致。

3.1.2　不同管内流流速作用下立管的弯矩和曲率

图 4 为不同管内流作用下立管的弯矩和曲率分布情况。当管内流为均匀流时，对比观察单一 PID 控制与 UKF-PID 动力定位系统作用下不同管内流流速下的立管弯矩和曲率沿长度方向分布情况发现，加入无迹卡尔曼滤波后，使得立管整体沿长度方向承受的弯矩大大增加，但并未改变立管上发生较大弯曲的位置。

当管内流为均匀流时，在管内流流速较低时，随着管内流流速的增加，与单一 PID 控制下的计算结果相比，UKF-PID 动力定位系统作用下，立管同一位置的弯矩变化不大。这说明在 UKF-PID 动力定位系统作用下，在管内流流速较低时，随着管内流流速的增大，立管承受的弯矩变化不大。因此，UKF-PID 动力定位系统的存在并没有改变立管轴向张力的分布和变化情况，而是改变了立管承受横向弯曲载荷的分布及变化情况。

当管内流为均匀流时，对比观察单一 PID 控制与 UKF-PID 动力定位系统作用下不同管内流流速下的立管弯矩标准差和曲率标准差沿长度方向分布情况发现，无迹卡尔曼滤波的加入增强了立管的曲率变化的非线性和曲率变化在整个长度方向的非协调性。由于立管曲率标准差沿立管长度阶梯型分布的增强，对于某一管内流流速下的立管，其曲率变化的同步性和协调性沿着长度方向分布的分段性也更加明显。也就是说，对于曲率变化而言，沿立管整体长度方向的曲率变化的协调性与同步性有所降低，但其在某些特定长度范围内的曲率变化仍具有一定的协调性和同步性；不同的是，曲率变化同步性较好的大长度区间和大长度区间分布的位置均发生了变化，且曲率变化同步性较好的大长度区间的数量有所增加，但曲率变化同步性较好的单一大长度区间所占的总长度减少了。这说明加入无迹卡尔曼滤波后，立管曲率变化同步性在立管长度方向的分布整体性减小，离散性和阶梯性有所增强。

总而言之，加入无迹卡尔曼滤波后，整个系统中，立管弯曲变化的强非线性得到了更好地体现。

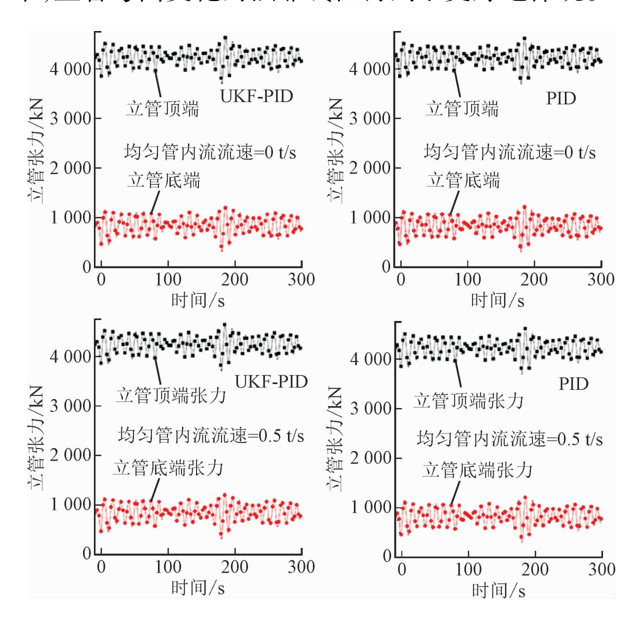


图 3(a) 不同管内流流速下立管两端张力

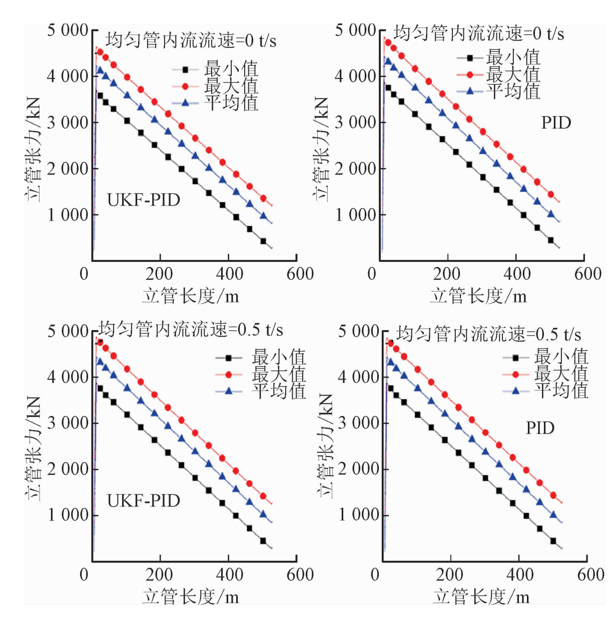


图 3(b) 不同管内流流速下立管张力沿长度方向的分布情况

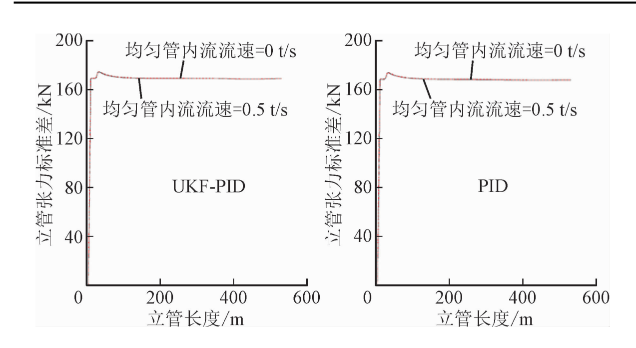


图 3(c)不同管内流流速下立管张力标准差沿长度方向的分布情况

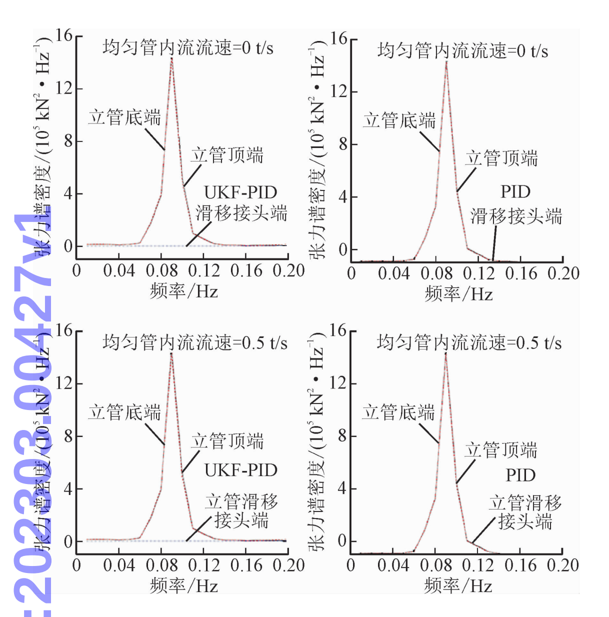


图 3(d)不同管内流流速下立管三端张力谱密度的分布情况

图 3　不同管内流流速作用下立管的张力

Fig. 3　Dynamic response of effective tension of riser with different velocities of uniform content flow

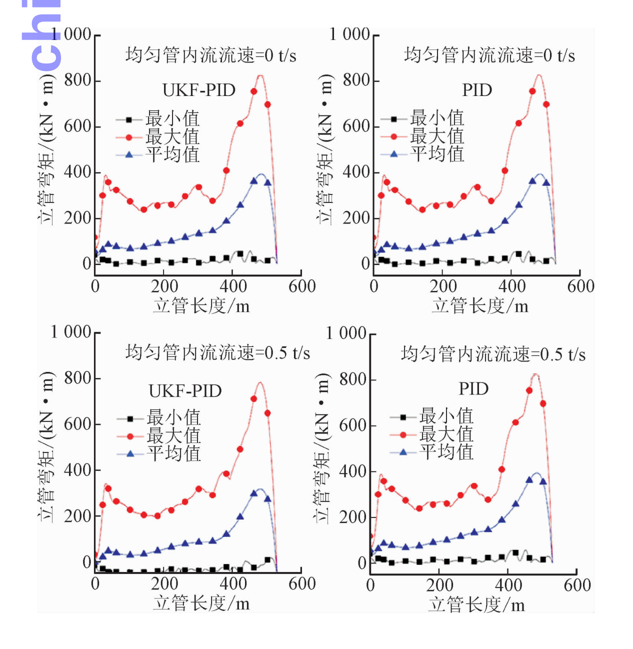


图 4(a)不同管内流流速下立管弯矩沿长度方向的分布情况

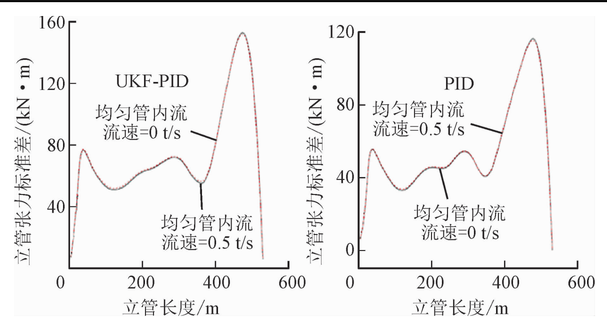


图 4(b)不同管内流流速下立管弯矩标准差长度方向的分布情况

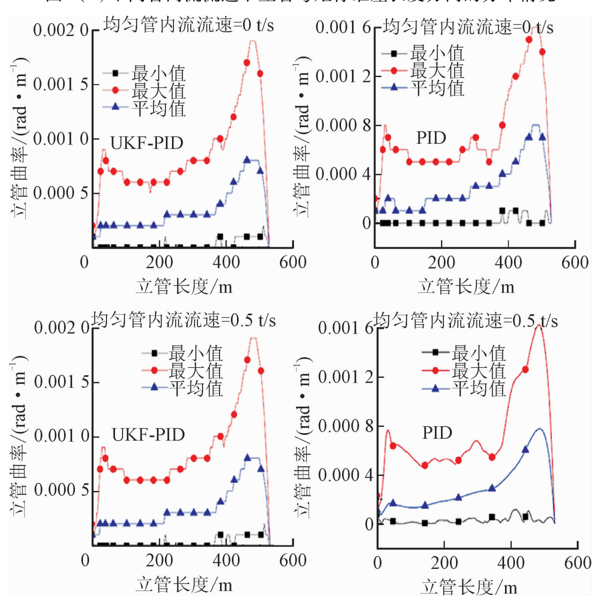


图 4(c)不同管内流流速下立管曲率沿长度方向的分布情况

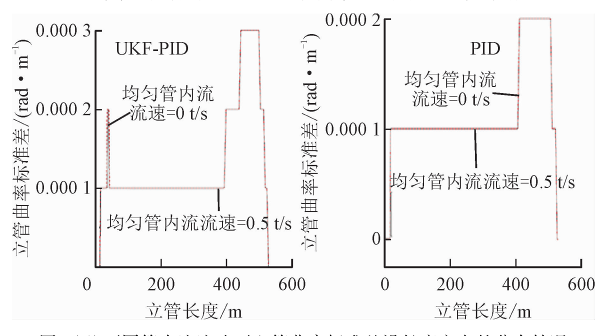


图 4(d)不同管内流流速下立管曲率标准差沿长度方向的分布情况

图 4　不同管内流流速作用下立管的弯矩和曲率

Fig. 4　Bending moment and curvature of riser with different velocities of uniform content flow

3.1.3　不同管内流速作用下立管的转角

图 5 为不同管内流流速作用下立管的转角变化情况。当管内流为均匀流时，对比观察单一 PID 控制与 UKF-PID 动力定位系统作用下不同管内流流速下立管转角 R_x、R_y、R_z 沿长度方向的分布发现，加入无迹卡尔曼滤波后，在外界海洋环境载荷下，滤波的作用使得海洋平台在特定方向的运动分量得到了加强，从而使立管在特定方向的非线性弯曲也得到了加强和体现，使得立管承受绕其自身 y 轴方向的

弯曲加强。这种现象产生的原因与加入无迹卡尔曼滤波后海洋平台-立管刚柔系统整体运动的非线性增强有关,整体运动非线性的增强导致系统在克服外界环境载荷的变化时自身的运动响应变化更灵敏。

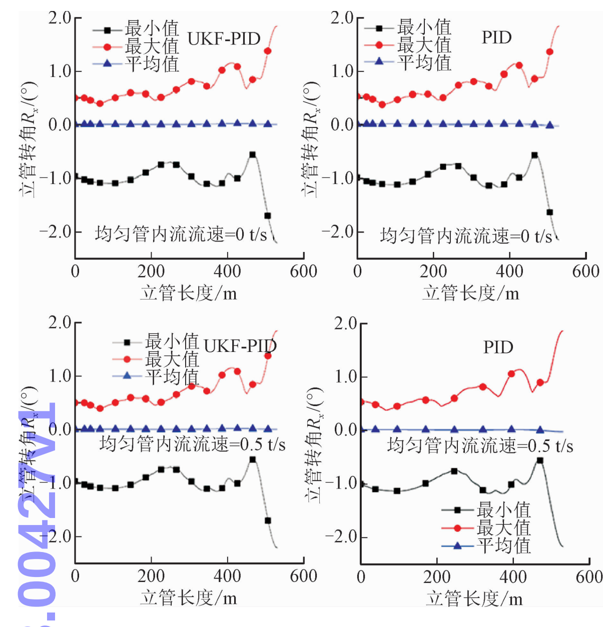


图 5(a)不同管内流流速下立管转角 R_x 沿长度方向的分布情况

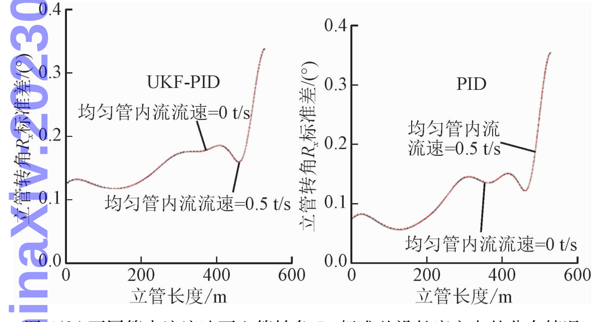


图 5(b)不同管内流流速下立管转角 R_x 标准差沿长度方向的分布情况

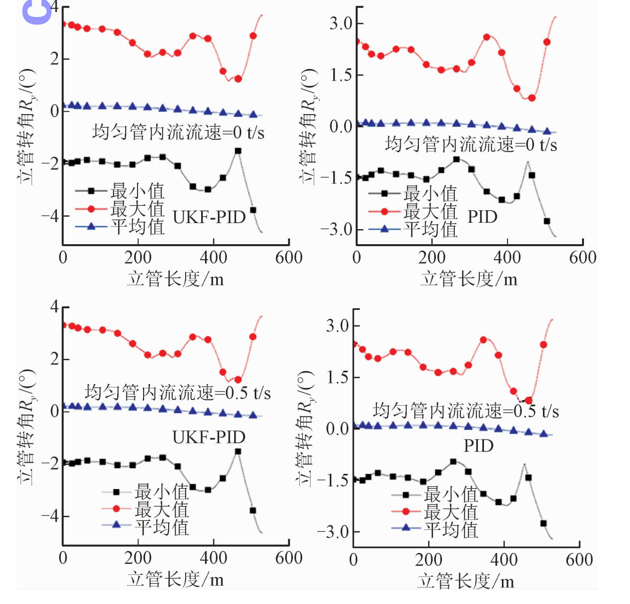


图 5(c)不同管内流流速下立管转角 R_y 沿长度方向的分布情况

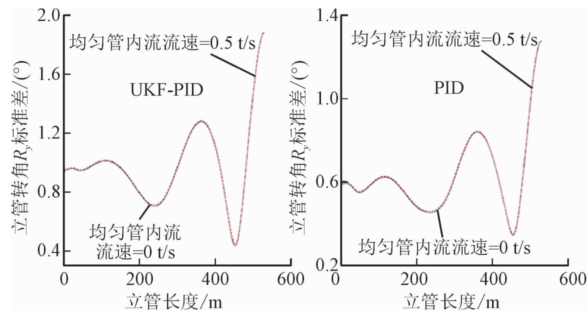


图 5(d)不同管内流流速下立管转角 R_y 标准差沿长度方向的分布情况

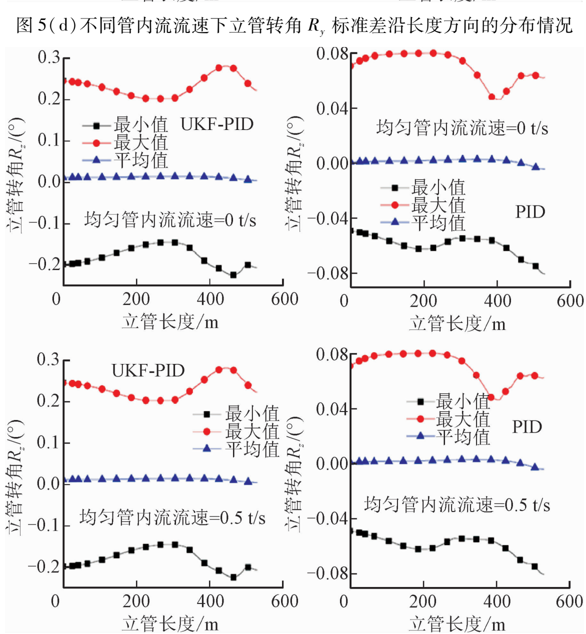


图 5(e)不同管内流流速下立管转角 R_z 沿长度方向的分布情况

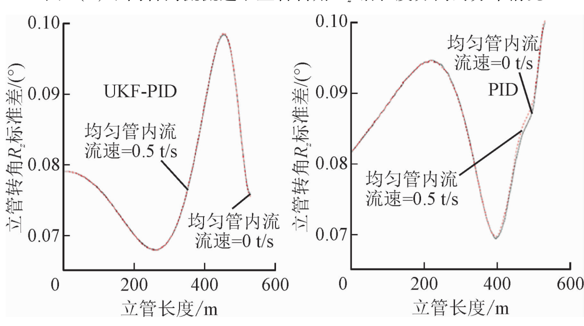


图 5(f)不同管内流流速下立管转角 R_z 标准差沿长度方向的分布情况

图 5　不同管内流流速作用下立管的转角

Fig. 5　Dynamic response of rotation angle of riser with different velocities of uniform content flow

对比观察单一 PID 控制与 UKF-PID 动力定位系统作用下不同管内流流速下立管转角 R_x、R_y 的标准差沿长度方向的分布发现:加入滤波后立管转角 R_x 的大小、立管转角 R_x 沿立管长度方向变化的协调性和同步性未发生大的变化;加入无迹卡尔曼滤波后,立管转角 R_y 的变化剧烈程度增加,但 R_y 在立管长度方向的同步性与协调性基本没有发生明显的变化。

对比观察单一 PID 控制与 UKF-PID 动力定位

系统作用下不同管内流流速下立管转角 R_z 的标准差沿长度方向的分布发现：UKF-PID 动力定位系统作用下的立管转角 R_z 变化的协调性与同步性沿立管长度方向没有突变，但转角 R_z 变化的剧烈程度在长度方向上总体加剧了。

3.1.4 不同管内流流速作用下海洋平台的六自由度

图 6 为不同管内流作用下平台的六自由度变化。对比观察单一 PID 控制与 UKF-PID 动力定位系统作用下不同管内流流速下的海洋平台的三自由度平动时域图发现：UKF-PID 动力定位系统作用下的平台的三自由度平动发生了较大的变化；其横荡进入稳定状态所需要的时间进一步缩小，且在横荡方向达到稳定前其横荡的最大幅度也大大减小；纵荡方向的波动有小幅度的增大。

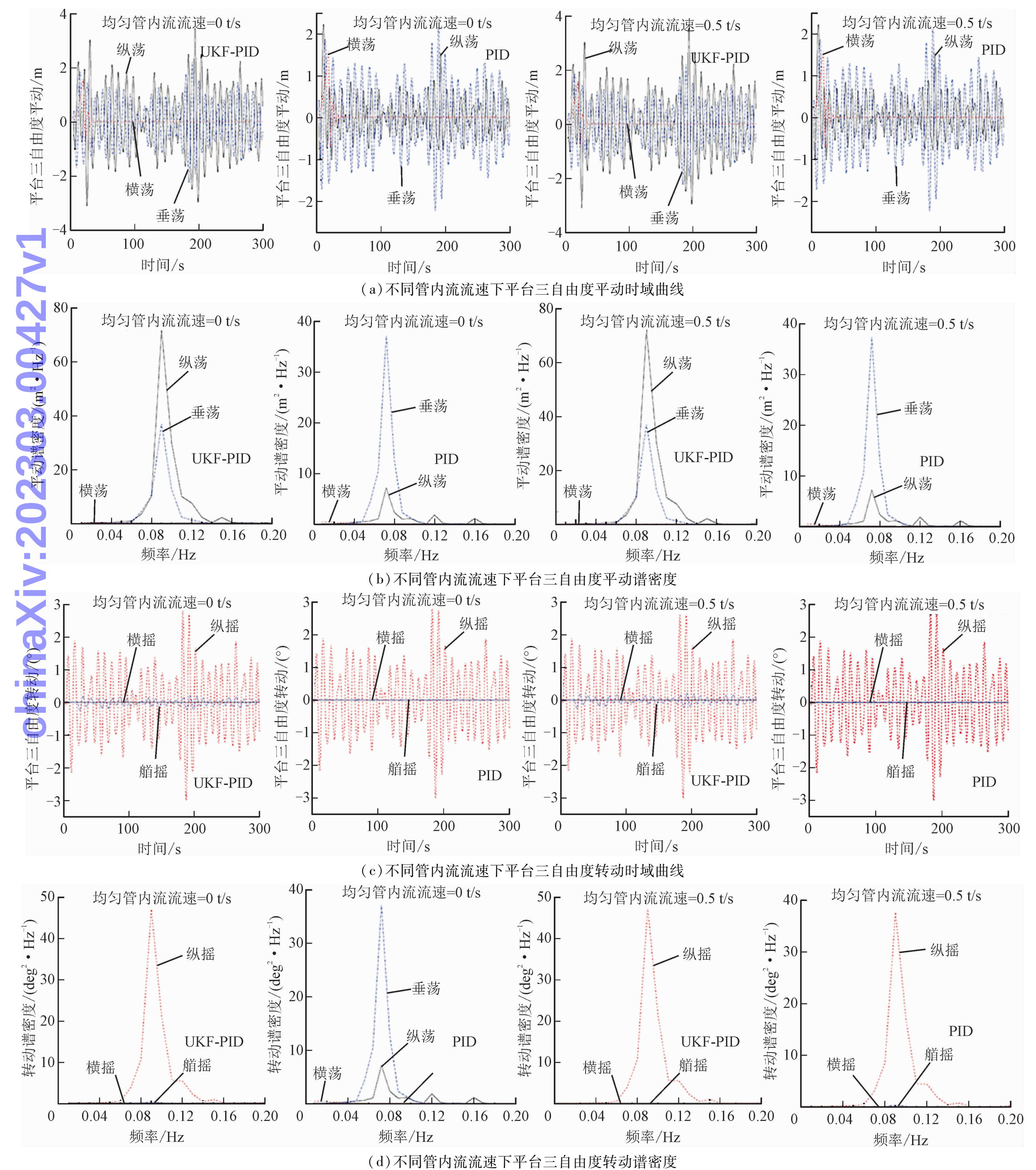


图 6 不同管内流流速作用下平台的六自由度

Fig. 6 Six degree of freedom of the offshore platform with different velocities of uniform content flow

对比观察单一 PID 控制与 UKF-PID 动力定位系统作用下不同管内流流速下的平台的三自由度转动时域图像发现，UKF-PID 动力定位系统作用下的平台三自由度转动的时域图的主要变化集中体现在艏摇角的变化上，平台的艏摇角在时域上经过最初的时间步上的短暂停滞后，在后续的时间步上有了小幅度的持续波动。产生这种现象的原因也与加入无迹卡尔曼滤波后系统整体的非线性增强有关。

对比观察单一 PID 控制与 UKF-PID 动力定位系统作用下不同管内流流速下的海洋平台的三自由度平动谱密度图像可以发现：平台平动谱密度的变化主要集中在纵荡方向，但在 UKF-PID 动力定位系统作用下，海洋平台的纵荡谱密度只有一个极大的高峰值和一个很小的低峰值；也就是说，在 UKF-PID 动力定位系统作用下，虽然纵荡谱密度的峰值有所增加，但平台纵荡运动可能出现的超谐共振消失了，这对于提高整个海洋平台-立管刚柔系统的安全性是有益的，同时也降低了疲劳损伤发生的可能性。

3.2 段塞流时的计算结果

在本小节的仿真中，具体立管内的段塞流参数为：段塞流流速为 0.5 m/s，段塞点之间的流体密度为 0.35 t/m^3，立管上出现段塞流的长度为 520 m，段塞点处的总密度为 0.5 t/m^3，每两个相邻的段塞点之间的距离为 10 m，段塞点的个数为 52 个；段塞流的起始计算参考点设为长度为 11 m 的滑移接头端，滑移接头端是没有段塞流的。

3.2.1 段塞流作用下立管的张力

图 7 为段塞流作用下的立管张力变化情况。对比观察单一 PID 控制与 UKF-PID 动力定位系统作用时段塞流作用下，立管的张力大小、张力标准差及张力谱密度的分布情况可以发现：两种控制模式下均匀管内流作用下的计算结果相差不大；与单一 PID 动力定位系统作用时段塞流作用下的对应计算结果相比，UKF-PID 控制模式下的立管张力大小和张力谱密度峰值有着极小幅度的增大。

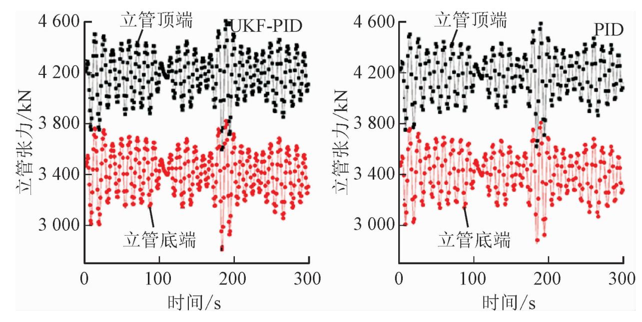


图 7(a)段塞流时立管两端张力

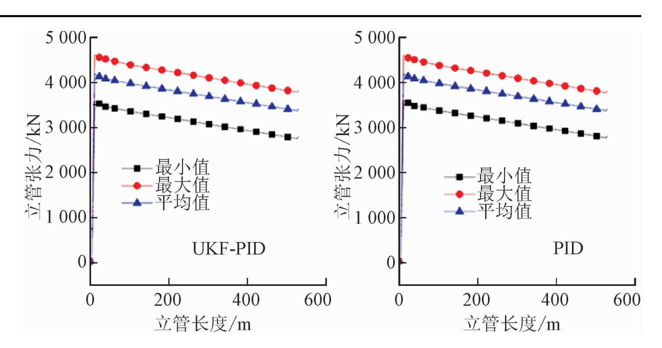


图 7(b)段塞流时立管张力沿长度方向的分布情况

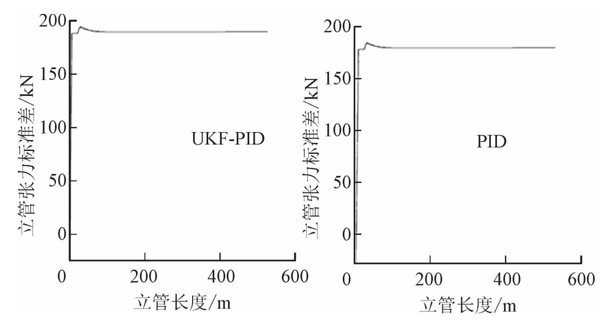


图 7(c)段塞流时立管张力标准差沿长度方向的分布情况

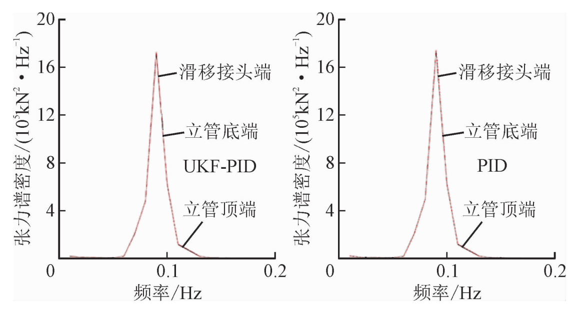


图 7(d)段塞流时立管三端张力谱密度

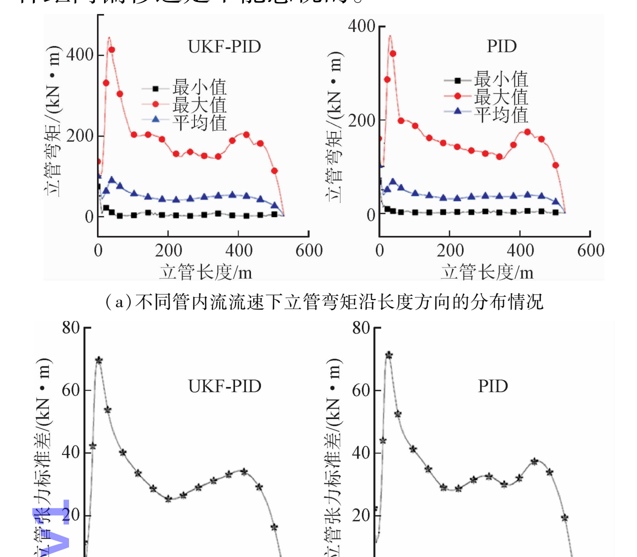
图 7　段塞流作用下立管的张力

Fig. 7　Dynamic response of effective tension of riser with different velocities of slug flow

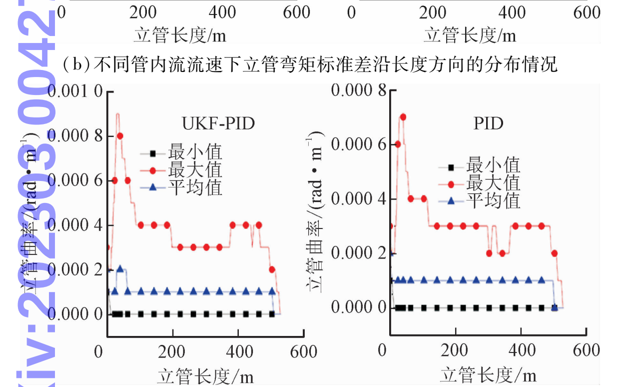
3.2.2 段塞流作用下立管的弯矩和曲率

图 8 为段塞流作用下立管的弯矩和曲率分布情况。由图 8 可知，在 UKF-PID 动力定位系统作用下，立管弯矩和曲率沿立管长度方向的分布情况与 UKF-PID 动力定位系统作用时均匀管内流流速下立管的弯矩和曲率沿立管长度方向的分布情况相比变化较大，这种变化主要集中于弯矩和曲率的大小变化上，此时同一位置的立管弯矩最大值、曲率最大值普遍减小，但曲线的总体形态与均匀管内流作用时相差不大。但同单一 PID 动力定位系统作用时段塞流作用下立管弯矩和曲率沿立管长度方向的分布情况相比，UKF-PID 动力定位系统作用时段塞流作用下同一位置的立管弯矩最大值、曲率最大值普遍增大，且弯矩和曲率在立管长度上的分布曲线的形态也发生了一定程度的变化，虽然这种变化并不大，但在整个长度范围内，立管承受最大或最小弯曲作用

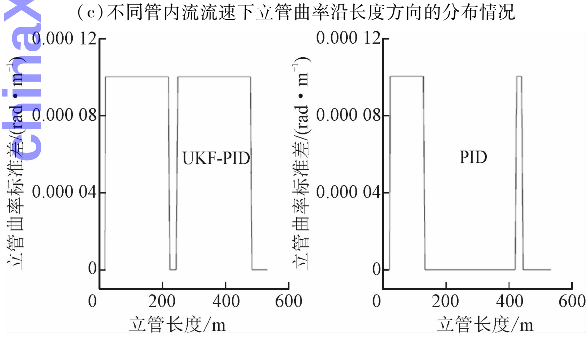
的部位还是发生位置前移或后移,在实际工程中这种距离偏移还是不能忽视的。



(a)不同管内流流速下立管弯矩沿长度方向的分布情况



(b)不同管内流流速下立管弯矩标准差沿长度方向的分布情况



(c)不同管内流流速下立管曲率沿长度方向的分布情况

(d)不同管内流流速下立管曲率标准差沿长度方向的分布情况

图 8 段塞流作用下立管的弯矩和曲率

Fig. 8 Bending moment and curvature of riser with different velocities of slug flow

图 8 中,UKF-PID 控制模式下沿立管长度方向弯矩标准差数值上明显增大,这说明对于立管的具体某一位置而言,其弯曲变化在这种状态下更加急剧;但对于整个立管长度方向上的弯曲变化来说,由于除顶端和尾端外,立管任一位置的弯曲变化的急剧程度都增加了,因而其同步性和协调性沿立管整体长度方向对应的同步性和协调性相差并不大。

3.2.3 段塞流作用下立管的转角

图 9 为段塞流作用下立管的转角变化情况。由图 9 可知:与单一 PID 动力定位系统作用时段塞流作用下立管转角 R_x、R_y、R_z 相比,UKF-PID 动力定位系统作用下的转角 R_x 大小沿立管长度方向的分布情况基本不变;转角 R_y 的最大值变大,最小值变小,且转角 R_y 沿立管长度方向的曲线形态也发生了明显的变化;在 UKF-PID 动力定位系统作用下,立管同一位置,转角 R_x、R_y 数值上相差增大,且转角 R_y 明显大于转角 R_x,这说明在此时立管发生的弯曲主要以绕 y 轴的弯曲为主。

与单一 PID 动力定位系统作用时段塞流作用下时的情况相比,立管转角 R_x、R_y 变化在立管长度方向不存在同步性和协调性;且由于此时同一位置转角 R_x、R_y 标准差数值上也相差较大,因此此时立管同一位置的转角 R_x 变化和转角 R_y 变化也不存在协调性与同步性。这种立管同一位置转角 R_x、R_y 变化的非同步性与非协调性某种程度上来说,会减少这些部位的磨损,增加这些部位的寿命,从而减少立管的疲劳损伤。而 UKF-PID 和单一 PID 动力定位系统作用时段塞流作用下立管转角 R_z 标准差沿立管长度方向的分布差别不大,这说明,当管内流形式为段塞流时,两种控制方式下立管转角 R_z 变化的同步性相差不大;沿立管长度方向立管绕自身轴向的扭转都能保持较好的同步性和协调性,这种立管整体长度方向扭转变化同步性对于保证立管稳定的在位运行是有积极作用的。

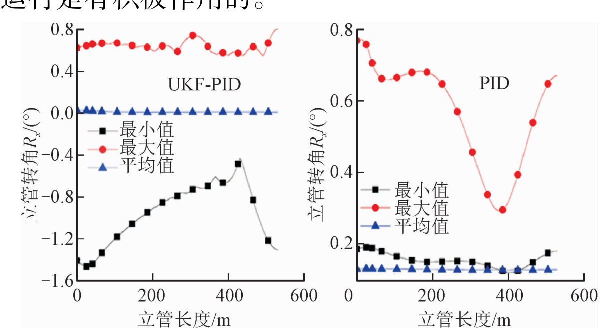


图 9(a)段塞流时立管转角 R_x 沿长度方向的分布情况

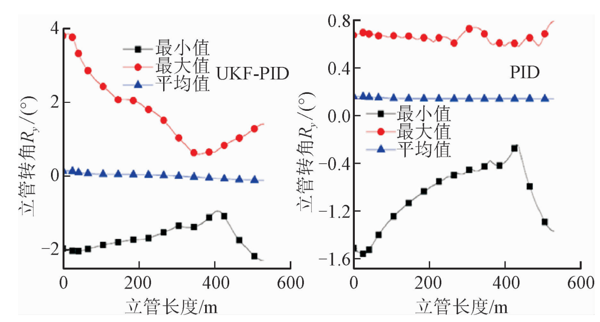


图 9(b)段塞流时立管转角 R_y 沿长度方向的分布情况

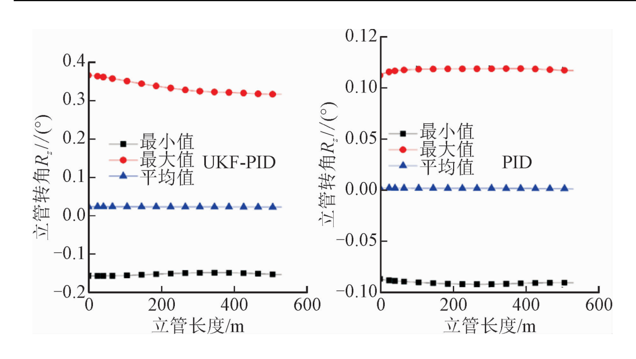


图 9(c)段塞流时立管转角 R_z 沿长度方向的分布情况

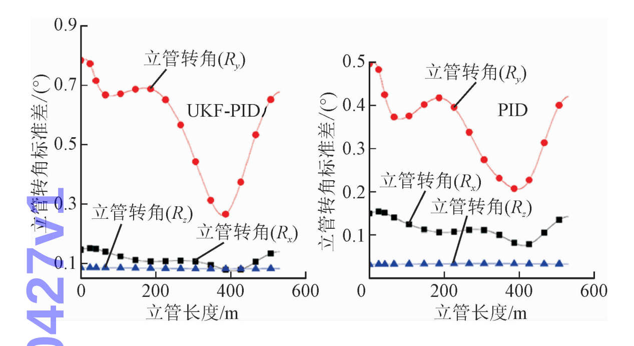


图 9(d)段塞流时立管转角标准差沿长度方向的分布情况

图 9　段塞流作用下立管的转角

Fig. 9　Rotation angle of riser under slug flow

3.2.4　段塞流作用下的海洋平台六自由度

图 10 为段塞流作用下海洋平台的六自由度变化情况。对比观察图 10 中海洋平台的六自由度运动时域响应计算结果可以发现:在时域上,平台的横荡幅度有所减小,且横荡运动进入稳定状态的时刻有所提前,平台纵荡幅度也有所增加,而其艏摇角在时域上也出现了极小幅度的有序持续性波动。

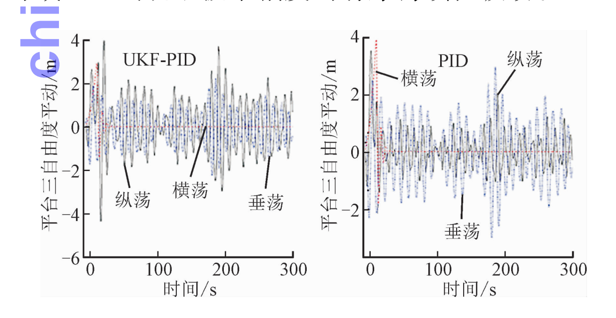


图 10(a)段塞流时平台三自由度平动时域曲线

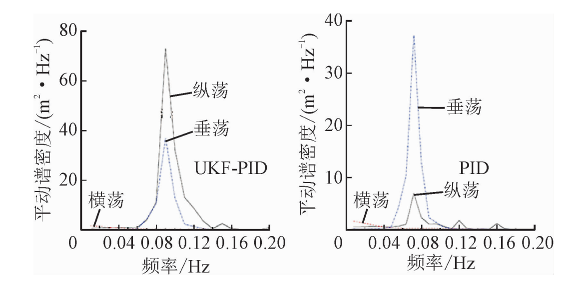


图 10(b)段塞流时平台三自由度平动谱密度

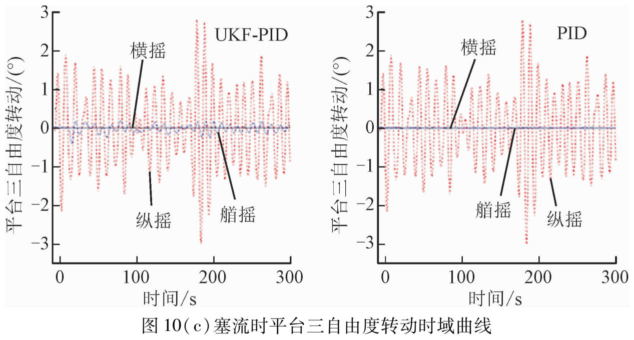


图 10(c)塞流时平台三自由度转动时域曲线

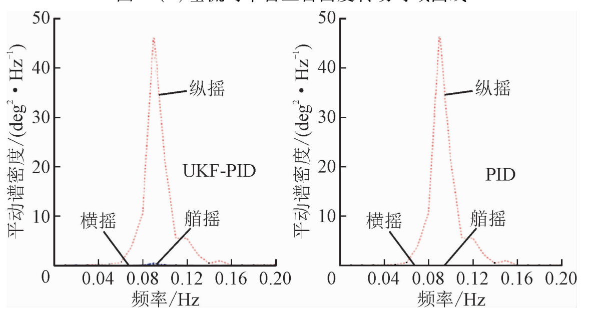


图 10(d)段塞流时平台三自由度转动谱密度

图 10　段塞流作用下的海洋平台六自由度

Fig. 10　Six degrees of freedom of the offshore platform under slug flow

观察图 10 中海洋平台的三自由度平动谱密度图像可以发现,在 UKF-PID 动力定位系统作用下,虽然纵荡谱密度的峰值有所增加,但平台纵荡运动的超谐共振消失了(这一结论在管内流形式为均匀流时也是成立的),这对于提高整个海洋平台-立管刚柔系统的安全性是有益的,同时也降低了疲劳损伤发生的可能性。也就是说,在这种状态下,海洋平台通过三自由度平动运动释放外界载荷能量的过程中,通过纵荡释放掉的能量所占的比例增加,通过垂荡运动释放掉的能量所占的比例有所减少。

对比观察单一 PID 控制和 UKF-PID 动力定位系统作用时分别在段塞流作用下与均匀管内流流速作用下海洋平台三自由度谱密度图像可发现,在段塞流作用下,两种控制模式下海洋平台的纵荡谱密度峰值均较均匀管内流时有所增加。这是因为管内流形式的改变造成了整个海洋平台-立管系统的总体刚度发生变化,进而使在运动非线性增强的前提下海洋平台的纵荡方向的约束减弱,这也证明管内流的形式对整个系统的响应存在影响。

4　结　论

刚柔多体系统的相互作用是一个非常复杂的、不可预测的、非线性的作用。随着立管中管内流流速和管内流形式的变化,立管挠性的变化使立管与

海洋平台之间的相互作用发生变化,从而对海洋平台的动力定位过程造成影响,最终影响整个动力定位海洋平台-立管系统的总体响应。

动力定位系统的形式、管内流的形式都会对立管弯曲的传递情况和沿立管长度方向变化的同步性、协调性及波动的急剧性产生重要影响,其中管内流的形式起着主要作用,动力定位系统的作用也不可忽视。

引起平台三自由度平动谱密度发生变化的主要原因是定位控制中加入了无迹卡尔曼滤波,这激发了海洋平台三自由度平动运动非线性的增强,并改变了能量在海洋平台三种平动运动的分布情况。

加入无迹卡尔曼滤波后,海洋平台-立管刚柔系统整体上在克服外界环境载荷的变化时的运动响应变化更灵敏。

由于动力定位系统在定位过程中一般只考虑平台运动的低频部分,因此平台的高频运动信号以及各种干扰信号需要通过无迹卡尔曼滤波消除;除此之外,由于无迹卡尔曼滤波自身的功能作用,也可以使得整个海洋平台-立管系统的非线性得到更好地体现,避免某种程度上的强非线性结果线性化。

参考文献

[1] 李家来,谢宇新. 深海浮标塔架的力学响应研究[J]. 应用力学学报,2020,37(5):2037-2042. (LI Jialai, XIE Yuxin. Research on mechanical response of deep-sea buoy tower[J]. Chinese journal of applied mechanics,2020,37(5):2037-2042(in Chinese)).

[2] 兰四清. 深水钢悬线立管触地区力学特性数值模拟分析[J]. 应用力学学报,2019,36(6):1478-1483. (LAN Siqing. Numerical simulation of the mechanical interactions between the deepwater steel catenary riser and the touchdown zone of seabed[J]. Chinese journal of applied mechanics,2019,36(6):1478-1483(in Chinese)).

[3] 祝效华,李柯. 隔水管弯曲对钻柱振动影响的计算与分析[J]. 应用力学学报,2020,37(1):128-133. (ZHU Xiaohua, LI Ke. Effects of the bending of the riser on the vibration of the drill string[J]. Chinese journal of applied mechanics,2020,37(1):128-133(in Chinese)).

[4] 杜佳璐,汪思源,张显库,等. 船舶动力定位系统非线性观测器设计[J]. 船舶工程,2012,34(3):58-61. (DU Jialu, WANG Siyuan, ZHANG Xianku, et al. Nonlinear observer design for ship dynamic positioning system[J]. Ship engineering,2012,34(3):58-61(in Chinese)).

[5] 尤奕栋. 海洋工程船动力定位动态能力评估系统研究[D]. 镇江:江苏科技大学,2018.

[6] 杨芳芳. 船舶动力定位系统智能自抗扰控制研究[D]. 大连:大连海事大学,2018.

[7] ZHANG S, ZOU Z J. Algorithm simulation of ship dynamic positioning using adaptive fading memory filter[J]. Journal of ship mechanics,2017,21(12):1497-1506.

[8] 张大朋,朱克强,严心宽,等. 不同浪向下船舶动力定位的动力学分析[J]. 水道港口,2015,36(4):313-317. (ZHANG Dapeng, ZHU Keqiang, YAN Xinkuan, et al. Dynamic analysis of dynamic positioning system of vessel under different wave directions[J]. Journal of waterway and harbor,2015,36(4):313-317(in Chinese)).

[9] 李晨曦. 水上航行器动力定位系统的控制算法研究[D]. 镇江:江苏科技大学,2014.

[10] 王卓,陈红丽,王芳,等. 基于模型预测的动力定位控制系统体系结构及仿真[J]. 仪器仪表学报,2013,34(6):80-85. (WANG Zhuo, CHEN Hongli, WANG Fang, et al. Framework and simulation of dynamic positioning control system based on model prediction[J]. Chinese journal of scientific instrument,2013,34(6):80-85(in Chinese)).

[11] 杨世平,吴晓. 强非线性振动系统的渐近解[J]. 佳木斯工学院学报,1998,16(3):303-307. (YANG Shiping, WU Xiao. The approximate solution of strongly nonlinear vibration system[J]. Journal of Jiamusi Institute of Technology,1998,16(3):303-307(in Chinese)).

[12] 张大朋,刘建,白勇,等. 动力定位失效模式下 FPSO-CALM 系泊系统的动力学特性响应研究[J]. 石油工程建设,2019,45(3):10-14. (ZHANG Dapeng, LIU Jian, BAI Yong, et al. Dynamic response of FPSO-CALM mooring system under failure mode of DP system[J]. Petroleum engineering construction,2019,45(3):10-14(in Chinese)).

[13] DENG F, YANG H L, WANG L J. Adaptive unscented Kalman filter based estimation and filtering for dynamic positioning with model uncertainties[J]. International journal of control, automation and systems,2019,17(3):667-678.

[14] FOSSEN T I. Guidance and control of ocean vehicles[M]. New York:John Wiley & Sona lnc. ,1994.

[15] FOSSEN T I. Handbook of marine craft hydrodynamics and motion control[M]. Chichester, UK:John Wiley & Sons, Ltd. ,2011.

[16] BAI Y, ZHANG D P, ZHU K Q, et al. Dynamic analysis of umbilical cable under interference with riser[J]. Ships and offshore structures,2018,13(8):809-821.

[17] 张大朋,朱克强. 串联式波浪发电装置系留系统动力学分析[J]. 应用力学学报,2016,33(1):30-35. (ZHANG Dapeng, ZHU Keqiang. Dynamic analysis of a tandem type wave power generation device mooring system[J]. Chinese journal of applied mechanics,2016,33(1):30-35(in Chinese)).

[18] 张大朋,白勇,许雨心,等. 海上浮式软管释放过程的动力学分析[J]. 应用力学学报,2018,35(4):790-796. (ZHANG Dapeng, BAI Yong, XU Yuxin, et al. Dynamic analysis of floating hose during the release process[J]. Chinese journal of applied mechanics,2018,35(4):790-796(in Chinese)).

[19] 张大朋, 张天骄, 朱克强,等. OrcaFlex 在海洋工程及海底管线动态仿真中的应用[M]. 杭州:浙江大学出版社, 2019.

[20] 郭海燕,王树青,刘德辅. 海洋环境荷载下输液立管的静、动力特性研究[J]. 青岛海洋大学学报:自然科学版,2001,31(4):605-611. (GUO Haiyan, WANG Shuqing, LIU Defu. Study on static and dynamical analysis of a marine riser conveying flowing fluid subjected to environmental loads[J]. Journal of Ocean University of Qingdao,2001,31(4):605-611(in Chinese)).

(编辑 张璐)